

⑯日本国特許庁  
公開特許公報

⑮特許出願公開  
昭54-10860

⑯Int. Cl.<sup>2</sup>  
F 16 H 13/08

識別記号

⑯日本分類  
54 A 2  
7609-3J

⑯公開 昭和54年(1979)1月26日

発明の数 1  
審査請求 未請求

(全 8 頁)

⑭ころがり摩擦式遊星ローラ装置

方六28番地の11

⑮出願人 三菱重工業株式会社  
東京都千代田区丸の内二丁目5  
番1号

⑮特許願 昭52-76080

⑮復代理人 弁理士 伊藤輝 外3名

⑮出願 昭52(1977)6月28日

⑮発明者 高橋久義

愛知県海部郡弥富町大字鰯浦字

明細書

3. [発明の詳細な説明]

1. [発明の名称]

ころがり摩擦式遊星ローラ装置

2. [特許請求の範囲]

入力軸に可搬歯車を介して連結された円錐状のドライブコーンと、円錐状の内面を有し、ハウジング固定されたインターナルコーンとの間に、複数個の円錐状プラネットリーコーンを遊星状に介装してなる装置を、上記入力軸の軸方向に相対して2組設置し、同装置の2組のプラネットリーコーンの頂点をドライブコーンおよびインターナルコーンの頂点と一致せしめるとともに、該2組のプラネットリーコーンを出力軸に対し回転自在なように該出力軸に支承せしめてなることを特徴とするころがり摩擦式遊星ローラ装置。

本発明は、動力伝動装置のうちのころがり摩擦式遊星ローラ装置の改良に関する。

今日、動力源の高速化や各種産業機械に於ける運転速度の上昇などに伴つて、各種の動力伝動装置で、高速運転性能の向上が大きな課題となつてゐる。例えば歯車増減速機では、高速化に伴つて歯面に於ける焼付事故や動荷重の増大化が著しくなると共に、振動や騒音が激しくなつて負荷能力に制限を受けるため、特別な潤滑対策や加工・組立精度の向上を要するのが現状である。

こうした課題を解決する手段として、今日、ころがり摩擦伝動方式に基づく各種の動力伝動装置が考案されている。この方式を採用する利点は、

(i) 装置を構成する各基本要素の形状が全て円筒

状を形成し、動力の伝達は、これら要素間に圧接力(法線力)を加えることによつて生ずる摩擦力(接線力)によつて行うため、高速運転状態に於ても動荷重が誘起されることが少なく、低振動・低騒音を容易に達成できると共に特別な潤滑対策も不要である。

(ii) 齒車噛合式動力伝達装置と比較して、歯切加工が不要であると共に、遊星歯車装置などで生ずる動力の不均等な分配の問題を比較的容易に解決できるため、製作工数の低減が期待できる。

(iii) ころがり摩擦駆動方式であるから、歯車噛合方式よりも動力の伝達効率が高い。

などの理由によるものである。

一般に、ころがり摩擦駆動装置の機構の良否を判断する主な内容は

- (1) 装置が小形であつて負荷能力が大きいこと。
- (2) 高速運転状態に於ても安定した運転性能を発揮すること。
- (3) 製作が容易であること。
- (4) 高効率であること。
- (5) ころがり摩擦すべりが小さいこと。

などの点にある。今日、これらの課題の達成を目さすものとして種々のころがり摩擦伝動装置が考案されている。これらのうち、太陽ローラのまわりに複数個の遊星ローラを外接し、その外側に固定した内ローラを内接すると共に、太陽ローラを入力軸とした時の遊星ローラの減速された公転数をキャリアを介して出力軸に取出す形式の従来のものの2つの例のころがり摩擦式遊星減速機の構造を第1図と第2図および第3図、第4図によつ

て説明する。

尚、ころがり摩擦式遊星減速機そのものの基本機構は、公知の遊星歯車減速機のそれと基本的には同一である。

それらの図に於て、01は入力軸と一体な太陽ローラ、02は内ローラ03と太陽ローラ01との間の円周上に複数個設置された遊星ローラで(本図の例では3個)遊星04上の軸受05上にそう入されている。遊星ピン04はキャリア06に固定され、キャリア06は、本装置の出力軸と一体である。尚、内ローラ03は本装置のケーシング07に固定されている。08は内ローラ03とケーシング07にそれぞれ挿圧されているボールである。

以上を基本構造とする2種の摩擦式遊星減速機

に於ける欠点を示せば次の通りである。

先づ、第1図の例について説明する。本装置に於て、動力を伝達するための摩擦力(接線力) $P_N$ は、太陽ローラ01、遊星ローラ02、内ローラ03間の圧入による半径方向弾性変形量によつて形成される。このため

(a) 圧接力 $P_N$ は、負荷の大きさに關係なく常に一定であるから低負荷率、例えば、その極端な例として無負荷運転状態に於ても、常に同一の圧接力 $P_N$ が作用することになり、転動面(圧接面)の耐久性にとつて極めて不經濟である。

(b) 従つて、ころがり摩擦損失もまた負荷率に關係なくほぼ一定であるから、低負荷領域で

の効率が低い。

(c) 各基本要素、即ち太陽ローラ01、遊星ローラ02、内ローラ03の半径方向弾性変形量によつて圧接力 $P_N$ を形成させるため、各基本要素の半径方向寸法を極めて高精度に製作する必要がある。

(d) 長時間の負荷運転によつて生ずる転動面の摩耗によつて各基本要素の半径方向寸法が減少するから、これに伴つて圧接力 $P_N$ もまた減少する。このため、摩擦力の低下に基づく負荷能力の低下を招く。

(e) 組立の際は内ローラ03を加熱する(膨張させる)などして組立容易化を計る必要があり、分解は圧接力 $P_N$ が作用した状態で行うために、分解時の軸方向抵抗力が働く。従つ

て、組立・分解が容易でない。

次に、第2図の例につき説明する。本例では、第1図の例に於ける欠点を次の様に解決している。即ち、動力を伝達するに必要な摩擦力を発生させるための圧接力 $P_N$ を、負荷の大きさと無関係に常に一定値とするのではなく、負荷の大きさに比例した圧接力 $P_N$ を、内ローラ03とケーシング07に設けられたカム溝と、これに挿圧されたボール08より構成される自動調圧装置によつて形成させようとするものである。即ち、負荷を駆動する遊星ローラ02上に作用する円周力 $P$ の内ローラ03に作用する反力 $P/2$ (遊星ローラ02と内ローラ03の圧接面に作用する摩擦力)によつて、内ローラ03とケーシング07とに挿圧された自動調圧装置からは、軸方向押付力 $P_T$ が発生

する。この押付力 $P_T$ によつて、内ローラ03と遊星ローラ02の両端面に形成されている傾斜面によつて半径方向押付力 $P_N/2$ が、太陽ローラ01と遊星ローラ02間では圧接力 $P_N$ がそれぞれ作用する。これらの押付力 $P_N/2$ 、 $P_N$ は負荷の大きさと比例関係を有するから第1図の例に於ける欠点を解決することができる。

しかしながら、第2図の例には次の様な欠点がある。

(1) 遊星ローラ02と内ローラ03の圧接面は、それぞれP、Qを頂点とする円錐面上の一部分である。この場合、両円錐体の頂点P、Qが同一位置になく、それぞれ独立な位置にあるため、遊星ローラ02と内ローラ03との圧接面内に於けるころがり運動は、幾何学的

に存在する1点だけが純ころがり状態にあるのを除き、そのほかは全て相対周速度差に基づくすべり摩擦状態(以下これを差動すべりと言う)にある。このため圧接面の焼付事故や摩耗などの点から接触面巾を狭くする必要があるから、負荷能力に著しい制限を受けることになる。これによる影響の度合いは、両円錐の頂点P、Qの距離、即ちオフセット量が大きい程大きい。

- (2) 圧接面が常に差動すべり状態にあるから、摩擦損失が大きい。従つて、効率が低下すると共に焼付事故が発生しやすいから、高速運転に不都合である。
- (3) 同一軸方向寸法巾の遊星ローラ02を使用した場合の負荷能力を比較すると、第1図の

例よりも遊星ローラ02に対する太陽ローラ01、内ローラ03との圧接面巾が狭いから負荷能力は小さくなる。

本発明は、上記従来のものの欠点を解消し、外形・軽量でありながら、負荷能力が極めて大きく、高速運転状態に於ても安定した運転性能を発揮すると共に、高効率で差動すべりの小さなところがり摩擦式遊星ローラ減速機を安価に提供することを目的として提案されたもので、入力軸に可撓継手を介して連結された円錐状のドライブコーンと、円錐状の内面を有し、ハウジング固定されたインタナルコーンとの間に、複数個の円錐状プラネットリーコーンを遊星状に介接してなる装置を、上記入力軸の軸方向に相対して2組設置し、同装置の2組のプラネットリーコーンの頂点をドライブコ

ーンおよびインターナルコーンの頂点と一致せしめるとともに、該2組のプラネットリーコーンを出力軸に対し回転自在なように該出力軸に支承せしめてなることを特徴とするころがり摩擦式遊星ローラ装置に係るものである。

以下第5図および第6図に示す実施例により本発明につき具体的に説明する。それらの図で1は入力軸で、2および3は該入力軸1を支持する軸受である。4、4'はドライブコーンで、1入力軸とドライブコーン4、4'とは可撓継手たとえば歯車継手で結合されている。5、5'は、ドライブコーン4、4'およびインターナルコーン6、6'との間に複数個介在するプラネットリーコーンで、その個数は本発明の実施例では3個となつている。プラネットリーコーン5、5'の両端には、それぞ

れ円筒状の軸が一体で突出しており、それぞれの外周には、ニードルローラ12a、12bおよび12a'、12b'がそう入され、更にその外周には、二面支持ハウジング13a、13bおよび13a'、13b'がそれぞれそう入されている。このハウジング13a、13bおよび13a'、13b'はキャリア14、14'の放射状溝に半径方向のみ摺動可能な状態でそう入されている。キャリア14と14'は、リーマボルト15、ナット16によつて結合され、更に、キャリア14と14'は一体となつて、軸受17、18に支持されている。インターナルコーン6、6'と、ケーシング11に固定された受圧リング10、10'の間には、リテナ8、8'によつて半径方向に支持された複数個のポール7、7'が円周方向に配置されている。

インターナルコーン6、6'と受圧リング10、10'のポール7、7'との接触面にはインターナルコーン、受圧リング6と10および6'と10'にトルクが作用することによつて軸方向押付力(推力)が発生する様にカム溝が設けられている。上記部材6-7-10および6'-7'-10'ことで、前述と同様な自動調圧装置を構成するが、この装置そのものは公知のものである。9、9'は、インターナルコーン6、6'と、受圧リンク10、10'の間にそう入された圧縮パネで、ポール7、7'が位置している断面とは異つた円周上に複数個配置されている。尚、キャリア14、14'は、本減速機の出力軸19となる。

以上は、本発明を構成する各要素の係合配置関係について説明したものであるが、次に、本発明

の技術的中枢をなす各基本要素の幾可学的関係について説明すれば次の通りである。

ころがり摩擦式遊星ローラ減速機を構成する各基本要素のうち、ドライブコーン4、4'、プラネタリーコーン5、5'、インタナルコーン6、6'については動力の伝達面B B'、A A'およびプラネタリーコーン5、5'については端面同士の軸方向接触面Cは、それぞれ $\alpha$ 、 $\alpha'$ 、 $\beta$ 、 $\beta'$ 、 $\tau$ 、 $\tau'$ 、 $\theta$ 、 $\theta'$ を半角とする円錐面同士が互いに接触するように構成されている。これらの円錐体、即ち、部材4-5-6、4'-5'-6'および5-5'の頂点は、それぞれ同一な位置、P、P'およびQに設定してある。更に、2組のころがり摩擦式遊星ローラ装置、即ち、部材4-5-6および4'-5'-6'の寸法関係は全く同一に構成し、

れた受圧リング10、10'によつて回転が阻止されている。このため、プラネタリーコーン5、5'は自転かつ公転するが、この時の公転数を $12\alpha$ 、 $12\alpha'$ 、 $12\beta$ 、 $12\beta'$ 等のニードルローラと $13\alpha$ 、 $13\alpha'$ 、 $13\beta$ 、 $13\beta'$ 等の二面ハウジングおよびキャリヤ14、14'を介して出力軸19に取出し、これをもつて負荷を駆動する。これによつて得られる減速比Rは、 $R=1/(1+(\sin\tau/\sin\alpha))$ である。以上を基本作用とする本発明のころがり摩擦式遊星ローラ減速機に於て、負荷率に変動があつた場合を考える。この場合、部材6-7-10および6'-7'-10'から構成される2組の自動調圧装置からは、負荷の大きさに比例した推力F、F'が対向して発生し、この大きさは、左右2組のころがり摩擦式遊星ローラ装置、即ち、部材4

これを対向して配置してあるから、左右のころがり摩擦式遊星ローラ装置に於ける頂点位置は等しく、 $I=L'$ である。尚、インタナルコーン6、6'のアゴ部X、X'は、組立上の理由から設けたものである。

今、入力軸(高速軸)1を駆動源に結合し、出力軸(低速軸)19を負荷に連結して動力を入力軸1から出力軸19に伝達する場合(19を入力軸とし、1を出力軸としてもその作用は同一)について説明する。この場合、ドライブコーン4、4'、プラネタリーコーン5、5'、インタナルコーン6、6'、各圧接面には、圧縮パネ9、9'の軸方向押付力による予圧に対応した摩擦力が作用している。更に、インタナルコーン6、6'はポール7、7'を介してケーシング11に固定さ

-5-6および4'-5'-6'に動力が均等に分配されている状態では同一である。この推力F、F'は遊星ローラ5、5'が対向して接触する端面に於て平衡すると共にインタナルコーン6、6'とプラネタリーコーン5、5'との接触角 $\tau$ 、 $\tau'$ およびプラネタリーコーン5、5'とドライブコーン4、4'との接触角 $\alpha$ 、 $\alpha'$ に基づいて、それらの圧接面A-A'、B-B'には $P_{NI}$ 、 $P_{NI'}$ および $P_{ND}$ 、 $P_{ND'}$ を発生させる。なお、W、W'はF、F'のA-A'面における半径方向分力である。これによつて圧接面A-A'、B-B'には、動力を伝達する必要な円周力(摩擦力) $\mu P_{NI} \cdot \mu P_{NI'}$ および $\mu P_{ND} \cdot \mu P_{ND'}$ ( $\mu$ はころがり摩擦係数)が生ずる。これによつて、本発明のころがり摩擦式遊星ローラ減速機では、負荷の

変動があつてもこれに比例した圧接力を自動的に作用させる機構であるから、常に安定した減速比のもとで負荷運転を行うことができる。

次に、本発明のころがり摩擦式遊星ローラ減速機に於ける転動面の純ころがり運動について説明する。本減速機に於けるころがり運動面はA、A'、B、B'、Cの5ヶ所である。これらの転動面は、いづれも点P、P'、Qを頂点とする（従つて、オフセット量はゼロ）円錐面同士の接触となつてゐるため2物体の圧接によつて形成されるころがり運動は、接触面長手方向上のどの位置に於ても接触する2物体の周速度は等しいから、相対周速度差の皆無な状態、即ち、差動すべりのない純ころがり状態となる。

次に、本減速機を構成する各基本要素に対する

これによつて、2組の遊星ローラ装置に発生する圧接力（前述した様に、この圧接力はF、F'によつて形成される）の均等化（ $P_{NI}=P_{NI'}$ 、 $P_{ND}=P_{ND'}$ ）作用をもつて達成している。

更に、それぞれのころがり摩擦式遊星ローラ装置に於て、プラネタリコーン5、5'が3個の場合の動力の等配は、ドライブコーン4、4'とプラネタリコーン5、5'の各2要素を半径方向に浮動させたことによつて、各要素の製作誤差と、これを組合せた場合の組立誤差があつても、固定要素であるインタルコーン6、6'に対して、4と5および4'と5'は自由に追従できるから容易に達成される。プラネタルコーン5、5'が3個を超えると前記の等配性は低下するが、この場合は、ドライブコーン4、4'およびインタナ

荷重の均等な分配作用について説明する。本発明の減速機では、2組のころがり摩擦式遊星ローラ装置を複列に對向して配置した機構であるからそれぞれの遊星ローラ装置に対する動力の均等な分配と、各遊星ローラ装置内部に於ける動力の等配（複数個のプラネタリコーンに対する動力の等配）をそれぞれ達成することが、小形、大容量減速機を実現するうえで重要となる。本発明の減速機では、これを次のような等配機構をもつて実現している。

即ち、2組のころがり摩擦式遊星ローラ装置に対する動力の等配は、それぞれのプラネタリコーン5、5'の端面をC部で軸方向に圧接させることによつて、負荷運転時に両者のプラネタリコーン5、5'に作用する推力F、F'の平衡を計り、

ルコーン6、6'を共に薄肉円筒状とすることによつて等配性を向上させることができる。

尚、インタルコーン6、6'に設けられたアゴ部X、X'は、本遊星ローラ減速機に於ける前述の純ころがり運動を形成するために、各要素の円錐体の頂点P、P'、Qを一致させて組立てるための案内面である。この案内面とプラネタリコーン5、5'との間には、組立に必要な微量の軸方向スキマが形成されている。

この案内面は、負荷運転時、即ち推力F、F'が作用した状態ではプラネタリコーン5、5'が推力F、F'の向きにと同方向に移動しようとするから、力の受圧面とはならない。

本発明装置は、上記のような構成、作用を具有するものであるから、本発明によれば、

(1) 全てのころがり摩擦伝動面は、差動すべりの皆無な純ころがり接触状態を形成するから、耐久性、即ち、耐ピッキング性、耐摩耗性、耐焼付性が著しく高い。

(1) 単一のころがり摩擦式遊星ローラ減速装置を構成する各ころがり圧接面の接触部形状を負荷能力が大きな線接触とし、かつ、本減速装置を複列に配置すると共に、本減速機特有の自己荷重等配作用を形成させることにより、負荷能力は著しく大きなものとなる。従つて、小形・軽量でありながら、極めて大容量のころがり摩擦式遊星ローラ減速機を製作することができる。

(2) 各基本要素は、全て直線で形成されるから製作が容易であり、従つて、安価である。

1:入力軸、4,4':ドライブコーン、  
5,5':プラネタリコーン、6;6':インターナルコーン、13a,13b,13a',13b':ハウジング、P,P':プラネタリコーンの頂点、  
19:出力軸。

復代理人 幹理士 伊藤

(2) ころがり摩擦伝動面は、前述した様に、純ころがり状態にあるから、摩擦損失が極めて小さい。このため、伝達効率が非常に高い。

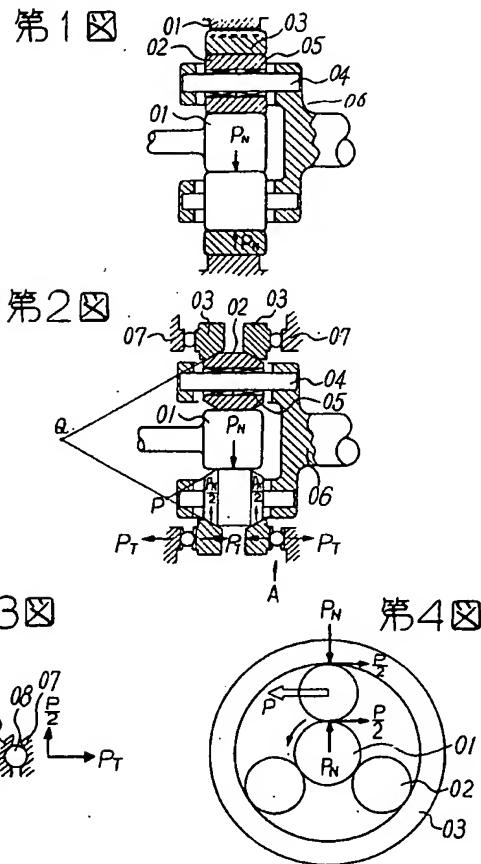
(3) 減速比を変更する場合は、ドライブコーンとプラネタリコーンの2要素を交換するだけで良い。

などの実用的効果を挙げることができる。

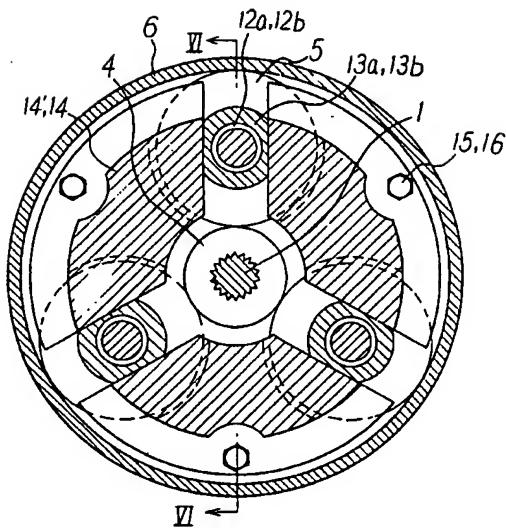
#### 4. [図面の簡単な説明]

第1図および第2図はそれぞれ従来装置の異なる例の要部断面図、第3図は第2図のA矢視図、第4図は第1図および第2図に共通な側面図、第5図および第6図は本発明の一実施例の概略説明図で、第5図は縦断面図、第6図は第5図のVI-VI断面図である。

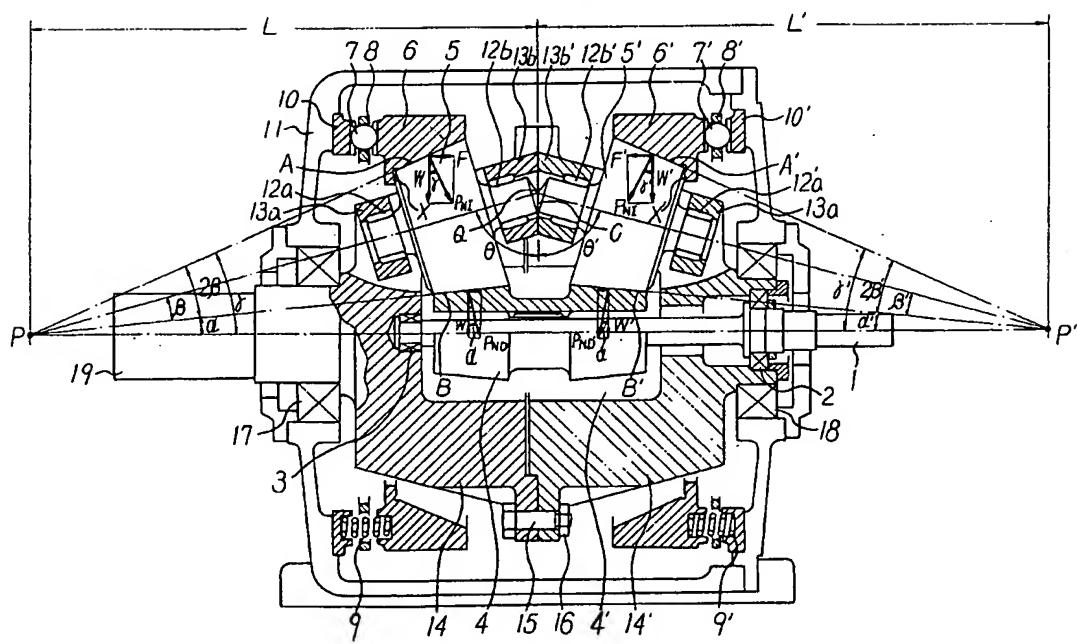
第5図、第6図において、



## 第5回



第6回



PAT-NO: JP354010860A

DOCUMENT-IDENTIFIER: **JP 54010860 A**

TITLE: ROLLING FRICTION PLANETARY ROLLER SYSTEM

PUBN-DATE: January 26, 1979

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

TAKAHASHI, HISAYOSHI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
MITSUBISHI HEAVY IND LTD	N/A

APPL-NO: JP52076080

APPL-DATE: June 28, 1977

INT-CL (IPC): F16H013/08

US-CL-CURRENT: **475/197**

ABSTRACT:

PURPOSE: A rolling friction decelerator with high efficiency and little differential sliding travel, wherein two sets of assemblies are installed axially and include several planetary cones between a conical driving cones and internal cones fixed to an engine frame and having conical internal surfaces which have the common top.

COPYRIGHT: (C)1979,JPO&Japio